

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДА

Вінницький національний технічний університет

### *Анотація*

*Представлена схема мехатронного гідропривода на базі насоса змінного робочого об'єму та контролера. Виявлено вплив конструктивних параметрів мехатронного гідропривода на динамічні характеристики. Проведена оптимізація в просторі трьох параметрів по критерію, що включає час регулювання, перерегулювання та величину втрат в системі керування насосом. Знайдено оптимальне сполучення конструктивних параметрів.*

*Ключові слова:* мехатронний гідропривод, характеристики гідропривода, параметри оптимізації, критерій оптимізації, оптимальні параметри.

### *Abstract*

*Circuit of the mechatronic hydraulic drive, based on a variable-displacement pump and a controller, is presented. Influence of the mechatronic drive design parameters on dynamic characteristics was determined. Optimization in the three-parameter space was performed according to the criterium that included setting and overshooting periods as well as the amount of losses in the pump control system. Optimal set of the combined regulator design parameters was found.*

*Keywords:* mechatronic hydraulic drive, hydraulic drive characteristics, optimization parameters, optimization criterium, optimal parameters.

На сьогоднішній день в будівництві, на транспорті, сільському та комунальному господарствах широко застосовуються мобільні робочі машини з гідроприводами на базі насосів змінного робочого об'єму. Це дозволяє регулювати параметри руху робочих органів в широких діапазонах та забезпечувати високі показники ККД гідроприводів [1, 2].

В гідроприводах мобільних робочих машин з насосами змінного робочого об'єму досить часто застосовують контролери. Це дозволяє суттєво покращити характеристики гідроприводів, створити умови для автоматизації робочого циклу машини, поліпшити умови роботи оператора машини [1, 3, 4].

Для забезпечення якісного виконання робочих операцій мобільними робочими машинами, гідроприводи повинні мати певні статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Характеристики гідроприводів в значній мірі залежать від структури та конструктивних параметрів.

Досить часто зміна певних конструктивних параметрів викликає покращення одних характеристик та одночасно погіршення інших. Постає задача у підвищенні енергетичної ефективності шляхом вибору оптимальних значень конструктивних параметрів системи керування насосом на основі критерію оптимізації, що включає декілька показників якості роботи гідропривода.

У Вінницькому національному технічному університеті розроблена схема мехатронного гідропривода на основі насоса змінного робочого об'єму та контролера, що має аналогові входи і виходи. Схема мехатронного гідропривода представлена на рис. 1.

Схема включає насос 1 з планшайбою 2, сервоциліндром 3 та пружиною 4. Насос 1 приводить до руху поршень 6 гідроциліндра 5 на який діє навантаження  $N$ . Запуск та зупинка гідроциліндра забезпечується гідророзподільником 7. Контролер 8 отримує сигнали  $i_1$  та  $i_2$  від датчиків тиску 14 та 13 і по спеціальному алгоритму формує сигнал керування  $U_m$ , який через підсилювач 9 поступає на електромагніт 10 та сервоклапан 11. Золотник 12 сервоклапана під дією сигналу керування формує таке значення тиску  $p_o$  при якому потужність  $P_n$ , що подається регульованим насосом 1 буде підтримуватись постійною при зміні швидкості руху  $v$  штоку 6 гідроциліндра, або навантаження  $N$ , що діє на шток 6 гідроциліндра 5. Підтримання постійної величини потужності  $P_n$ , що подається насосом 1 до гідроциліндра дозволяє в повній мірі використовувати можливості двигуна внутрішнього згорання машини, який забезпечує роботу мехатронного гідроприводу. Застосування

контролера в розробленій схемі дозволяє формувати алгоритми керування насосом з урахуванням характеристик та умов роботи мехатронного гідропривода.

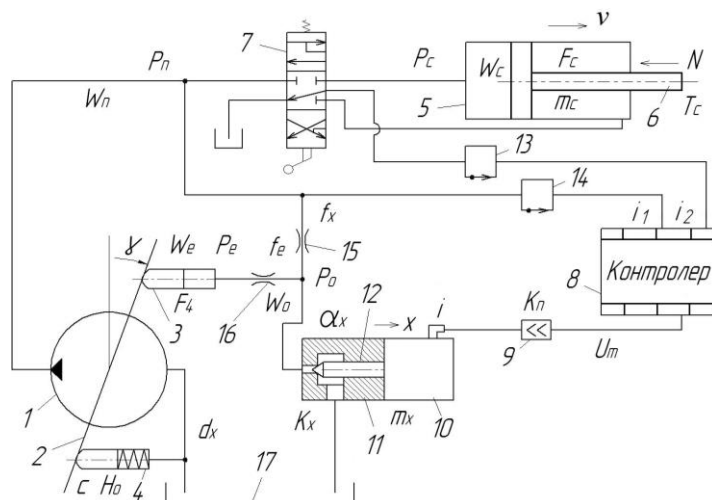


Рис. 1. Схема мехатронного гідропривода

При проектуванні гідроприводів мобільних робочих машин необхідно забезпечити певні статичні та динамічні характеристики. На стадії проектування такі характеристики можуть бути оцінені на основі досліджень робочих процесів в гідроприводах, виконаних із застосуванням математичних моделей [5].

До мехатронного гідропривода висуваються такі вимоги [6]:

- час регулювання  $t_p < 1,2$  с;
- перерегулювання  $\sigma < 60$  %;
- втрати потужності в системі керування насосом змінного робочого об'єму  $P_p < 1,5$  кВт.

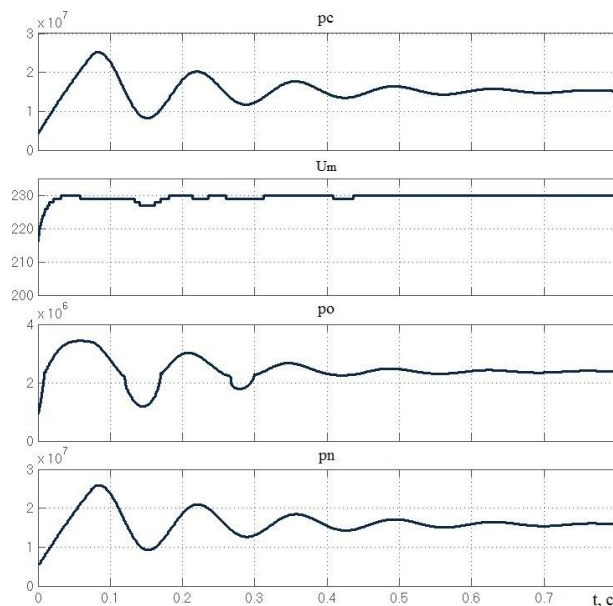


Рис. 2. Перехідний процес в мехатронному гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження (  $p_c$  - тиск на вході в гідроциліндр,  $U_m$  – сигнал на вході контролера,  $p_o$  – тиск на вході в сервоклапан,  $p_n$  – тиск на виході насоса)

Визначено вплив конструктивних параметрів на динамічні характеристики мехатронного гідропривода в таких діапазонах:

- $k_x$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна сервоклапана,  $k_x = (1 \dots 10) \cdot 10^{-3}$  м;

$$k_x = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \quad (1)$$

-  $f_e$  – площа демпфера 16,  $f_e=(0,5\dots5,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;

-  $f_x$  – площа дроселя 15,  $f_x=(0,5\dots5,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ .

На рис. 3 та рис.4 представлено вплив конструктивних параметрів на величину часу регулювання. Параметри  $k_x$ ,  $f_e$  та  $f_x$  представлені в безрозмірному вигляді, при цьому їх максимальні значення були такими:

-  $k_x^{\max}=6\cdot 10^{-3}\text{ м}$ ;

-  $f_e^{\max}=5\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;

-  $f_x^{\max}=1,8\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ .

В результаті дослідження виявлено, що збільшення  $k_x$  призводить до збільшення часу регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$ , а збільшення  $f_e$  та  $f_x$  призводить до зменшення  $t_p$  та  $\sigma$ . Однак вибір значень конструктивних параметрів  $k_x$ ,  $f_e$  та  $f_x$ , які б забезпечували виконання вимог до мехатронного гідропривода, утруднений тим, що збільшуючи величину  $f_e$  для зниження  $t_p$  та  $\sigma$  ми одночасно будемо збільшувати втрати потужності  $P_y$  в системі керування насосом змінного робочого об'єму.

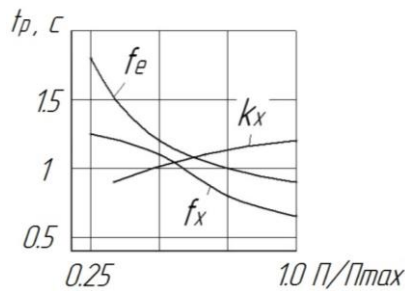


Рис. 3. Вплив конструктивних параметрів на час регулювання  $t_p$

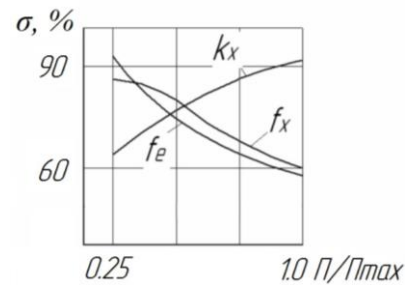


Рис. 4. Вплив конструктивних параметрів на величину перерегулювання  $\sigma$

Вибір параметрів мехатронного гідропривода здійснено на основі оптимізаційного підходу. В процесі оптимізації три параметри оптимізації змінювались по трьом рівням [5]:

-  $k_x=1,0\cdot 10^{-3}\text{ м}$ ;  $2,5\cdot 10^{-3}\text{ м}$ ;  $5,0\cdot 10^{-3}\text{ м}$ ;

-  $f_e=1\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;  $2,5\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;  $4,0\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;

-  $f_x=0,8\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;  $1,2\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ ;  $1,6\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ .

В критерій оптимізації  $k$  мехатронного гідропривода включено величину часу регулювання  $t_p$ , перерегулювання  $\sigma$  та величину втрат потужності в системі керування  $P_y$  з відповідними ваговими коефіцієнтами.

$$k = k_{01} \frac{t_p}{t_{p \max}} + k_{02} \frac{\sigma}{\sigma_{\max}} + k_{03} \frac{P_y}{P_{y \max}}, \quad (2)$$

де  $k_{01}=0,3$ ,  $k_{02}=0,3$ ,  $k_{03}=0,4$  – вагові коефіцієнти показників часу регулювання  $t_p$ , перерегулювання  $\sigma$  та величина втрат потужності в системі керування насосом  $P_y$ ;

$t_p$ ,  $\sigma$ ,  $P_y$  – поточні значення часу регулювання, перерегулювання та величини втрати потужності;

$t_{p \max}$ ,  $\sigma_{\max}$ ,  $P_{y \max}$  – максимальні значення величини часу регулювання, перерегулювання та величини втрат потужності в системі керування в процесі оптимізації.

Величина втрат потужності в системі керування насосом  $P_y$  визначалась за формулою:

$$P_y = p_n \cdot \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_o)}{\rho}}, \quad (3)$$

де  $p_n$  та  $p_o$  – величини тисків в усталених режимах роботи.

Виконані розрахунки перехідних процесів при 27 сполученнях параметрів оптимізації. Для кожного сполучення розраховано значення критерію оптимізації  $k$ . Результати розрахунків наведені у таблиці 1.

В процесі оптимізації знайдене сполучення конструктивних параметрів мехатронного гідропривода, при якому забезпечується мінімальне значення  $k$ .

## Результати розрахунків найкращої сукупності параметрів оптимізації

$k_x \cdot 10^{-3}$ м	$f_x \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup>	$f_e \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup>	$t_p$ , с	$\sigma$ , %	$P_y$ , Вт	$k$	№ дослід
5	0,8	1	1,6	89	1455	0,77	19
5	0,8	2,5	1,2	83	1453	0,71	20
5	0,8	4	0,7	62	1488	0,53	21
5	1,2	1	1,6	89	2156	0,87	22
5	1,2	2,5	1,1	80	2154	0,78	23

Мінімальна величина критерію оптимізації  $k=0,53$  знайдено у досліді №21 при значеннях параметрів оптимізації  $k_x=5 \cdot 10^{-3}$  м,  $f_x=0,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> та  $f_e=4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. При цьому досягнута величина часу регулювання  $t_p=0,7$  с, перегулювання  $\sigma=62\%$ , втрати потужності в системі керування насосом змінного робочого об'єму  $P_y=1,488$  кВт.

**Висновки.** Виявлено, що в мехатронному гідроприводі з насосом змінного робочого об'єму вибір параметрів, що забезпечують при проектуванні певні характеристики, утруднений. Зміна параметрів покращує одні характеристики, але одночасно погіршує інші.

В процесі оптимізації знайдено оптимальне сполучення конструктивних параметрів  $k_x=5 \cdot 10^{-3}$  м,  $f_x=0,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> та  $f_e=4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, при якому забезпечуються значення характеристик  $t_p=0,7$  с,  $\sigma=62\%$ ,  $P_y=1,488$  кВт для незмінних інших параметрах та експлуатації гідроприводу в діапазонах подач насоса  $Q_n=(0,1 \dots 10) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с та тиску  $p_n=(1 \dots 16)$  МПа, що відповідає вимогам до мехатронного гідропривода.

## СПИСОК ВИКОРИСТОНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин: дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук / Козлов Леонід Геннадійович. – К., 2015. – 420 с.
2. Свешников В. К. Аксиально-поршневые насосы в современных гидроприводах / Свешников В. К. // Гидравлика и пневматика: Информационно-технический журнал. – 2005. – №18. – С. 8-12.
3. Dreher Thorsen. Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen sekundargeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen / Dreher Thorsen // KIT Scientific Publishing, Karlsruhe. – 2015. – 196 p.
4. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system / Kozlov L. // Tehnomus journal: Proceedings of the XVII<sup>th</sup> International Conference “New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies”. – Suceava, Romania. – 2013. – pp. 120-125.
5. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів мехатронного гідропривода з насосом змінного робочого об'єму / Л. Г. Козлов, В. В. Богачук, А. О. Товкач // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2016. – №78.
6. Черных, И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных, И. В. – М.: Диалог, 2003. – 236 с.

**Товкач Артем Олегович** — аспірант, факультет електроенергетики та електромеханіки, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: Lestatid@rambler.ru;

**Богачук Володимир Васильович** — к. т. н., доцент кафедри відновлювальної енергетики та транспортних електричних систем і комплексів, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

**Tovkach Artem** — post-graduate student of the Department of Electric Power Engineering and Electromechanics, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: Lestatid@rambler.ru;

**Bogachuk Volodymir** — Cand. Sc. (Eng.), Ass. Prof. of the Department of Renewable Energetics and Transport Electric Systems and Complexes, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia.